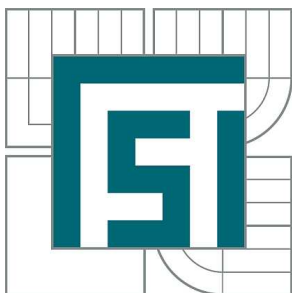


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TRIBOLOGIE PÍSTNÍCH KROUŽKŮ SPALOVACÍCH MOTORŮ

PISTON RING TRIBOLOGY IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

TOMÁŠ ORBÁN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETER RAFFAI

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Orbán

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Tribologie pístních kroužků spalovacích motorů

v anglickém jazyce:

Piston Ring Tribology in Internal Combustion Engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní bakalářské práce je provést rešerši mechanismu tření a mazání skupiny pístních kroužků spalovacích motorů. Očekává se zejména popis jednotlivých režimů tření a mazání, vysvětlení pojmů z dané oblasti a uvedení základních vzorců pro výpočet.

Cíle bakalářské práce:

1. úvod do teorie tření a mazání pístních kroužků
2. popis hydrodynamického mazání
3. popis smíšeného mazání
4. popis mezního mazání
5. tření v olejové vrstvě
6. tření kontaktů nerovností styčných ploch
7. vlastní závěr a shrnutí práce

Seznam odborné literatury:

[1] ANDERSSON, Peter, Jaana TAMMINEN a Carl-Erik SANDSTRÖM. Piston ring tribology: A literature survey. Espoo: Technical Research Centre of Finland, 2002. ISBN 951-38-6107-4.

[2] STACHOWIAK, G. Engineering tribology. 3rd ed. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, xxiv, 801 s. ISBN 978-0750678360.

[3] LUDEMA, Kenneth C. Friction, Wear, Lubrication: A textbook in Tribology. Boca Raton: CRC Press, 1996, 257 s. ISBN 08-493-2685-0.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Peter Raffai

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 21.10.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Témou bakalárskej práce je tribológia piestnych krúžkov spaľovacích motorov. Práca je rozdelená do 7 kapitol. Prvá kapitola sa zaoberá piestnymi krúžkami, požiadavkami na piestne krúžky, popisom hlavných funkcií piestnych krúžkov, typmi piestnych krúžkov, kompresnými krúžkami a stieracími krúžkami. Na záver tejto kapitoly sú uvedené informácie o kinematike piestnych krúžkov. Druhá kapitola uvádza mechanizmus trenia a mazania piestnych krúžkov, venuje sa tribológii, treniu, histórii pozorovania trenia, mechanizmom trenia a vhodnosti trenia. Okrem toho práca obsahuje informácie o mazaní, konkrétne o spôsobe mazania motorov s vnútorným spaľovaním a režimoch mazania. Tretia kapitola sa zaoberá hydrodynamickým mazaním. Témou štvrtej kapitoly je medzné mazanie. Piata kapitola uvádza informácie o zmiešanom mazaní. Trenie v olejovej vrstve je témou šiestej kapitoly. Posledná siedma kapitola sa venuje treniu kontaktu nerovností styčných plôch.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

piestne krúžky, tribológia, trenie, mazanie, hydrodynamické mazanie, medzné mazanie, zmiešané mazanie

ABSTRACT

The theme of the thesis is tribology of piston rings for internal combustion engines. The work is divided into seven chapters. The first chapter deals with the piston rings, piston rings requirements, describes the main functions of piston rings, types of piston rings, compression rings and oil control rings. Finally, this chapter provides information about the kinematics of piston rings. The second chapter presents the mechanism of friction and lubrication of piston rings, is dedicated to tribology, friction, friction observation history, mechanism of friction and friction suitability. In addition, the work contains information about lubrication, specifically about a lubrication way of internal combustion engines and lubrication regimes. The third chapter deals with hydrodynamic lubrication. The theme of the fourth chapter is boundary lubrication. The fifth chapter provides information about mixed lubrication. Friction in the oil film is the theme of the sixth chapter. Last seventh chapter deals with dry contact friction due to surface roughness contact.

KEYWORDS

piston rings, tribology, friction, lubrication, hydrodynamic lubrication, boundary lubrication, mixed lubrication



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ORBÁN, T. *Tribologie pístních kroužků spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 40 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Peter Raffai.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Petra Raffaiho a s použitím literatúry uvedené v zoznamu.

V Brne dňa 30. mája 2014

.....

Tomáš Orbán



POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som rád poďakoval Ing. Petrovi Raffaiovi za jeho podporu a priateľský prístup pri tvorbe a riešení tejto bakalárskej práce.

Okrem toho by som sa chcel poďakovať aj mojej rodine za podporu počas štúdia.



OBSAH

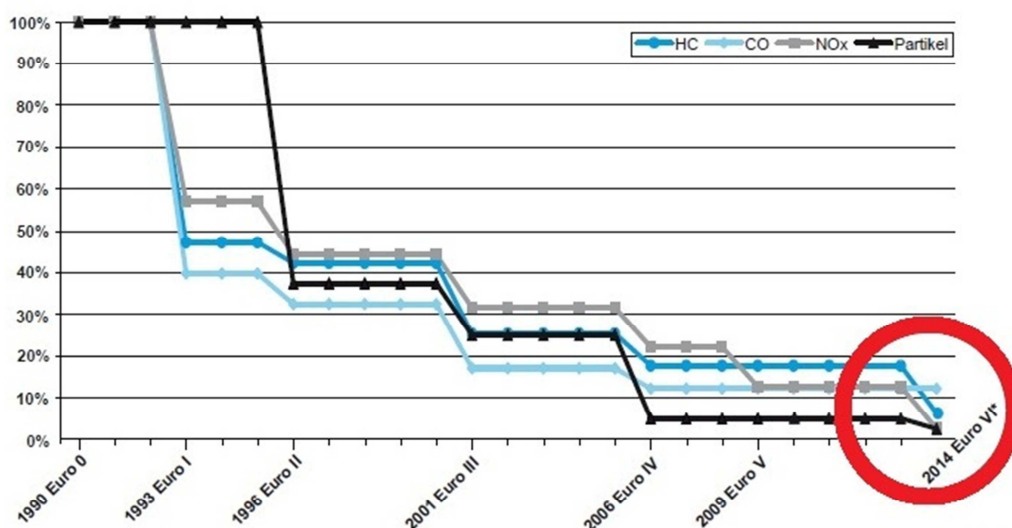
Úvod	9
1 Piestne krúžky	10
1.1 Požiadavky na piestne krúžky	10
1.2 Popis hlavných funkcií piestnych krúžkov	11
1.3 Typy piestnych krúžkov	12
1.3.1 Kompresné krúžky	12
1.3.2 Stieracie krúžky	13
1.4 Kinematika piestnych krúžkov	15
2 Mechanizmus trenia a mazania piestnych krúžkov	17
2.1 Tribológia	17
2.2 Trenie	17
2.2.1 História pozorovania trenia	17
2.2.2 Mechanizmy trenia	18
2.2.3 Vhodnosť trenia	20
2.3 Mazanie	20
2.3.1 Spôsob mazania motorov s vnútorným spaľovaním	20
2.3.2 Režimy mazania	22
3 Hydrodynamické mazanie	24
4 Medzné mazanie	28
5 Zmiešané mazanie	30
6 Trenie v olejovej vrstve	31
7 Trenie kontaktu nerovností styčných plôch	33
Záver	34
Použité informačné zdroje	36
Zoznam použitých skratiek a symbolov	39



ÚVOD

Deň po dni jazdí na cestách viac áut, ktoré znečisťujú ovzdušie skleníkovými a jedovatými plynmi. Proti tomu bojuje Európska únia takzvanými EURO-normami, ktoré limitujú množstvo oxidov dusíka, kyslíčnika uhoľnatého, oxidov uhličitých a pevných častíc v novo registrovaných vozidlách. Je to podstatné preto, lebo napríklad oxidy dusíka sú zodpovedné pre mnohé ochorenia krvného obehu spôsobujúce alergiu, bronchitídu (zápal priedušiek) a podporujúce vznik rakoviny pľúc [16].

Od 1. januára 2015 bude platná norma EURO 6, teda každé vozidlo so vznetovým motorom, ktoré sa dostane do premávky, má splniť touto normou stanovené hraničné hodnoty. Pre vozidlá so zážihovým motorom toto ohraničenie bude platiť až od roku 2017 [15].



Obr. 1: EU hraničné hodnoty emisie vznetových motorov od roku 1990 do súčasnosti, [22]

Automobilky sú sčasti týmto spôsobom prinútené k tomu, aby znižovali spotrebu paliva áut, k čomu je nutné, aby minimalizovali straty energie pri chode motorov.

V spaľovacích motoroch je zatiaľ využitá len pomerne malá časť energie získaná spaľovaním paliva na vlastný pohon vozidla. Viac ako polovica energie paliva sa stratí vo výfukových plynch a je odvedená chladiacim systémom. Napriek tomu užitočne spotrebovanou energiou je len jedna šestina privedenej energie [24].

Pomerne malá časť energie sa stratí v skupine piestnych krúžkov, čo ale nie je zanedbateľná. Cieľom je minimalizovať tieto straty, a to mazaním. Mazanie sa uskutočňuje olejom, čo vytvorí tenký mazací film medzi povrchmi a týmto spôsobom chráni plochy proti vzájomnému styku. Používanie mazadla znižuje opotrebenie súčiastok a odporové sily pri pohybe, tým zvyšuje životnosť a účinnosť strojov s vnútorným spaľovaním.



1 PIESTNE KRÚŽKY

Vývoj piestnych krúžkov sa začal spolu so vznikom motorov s vnútorným spaľovaním. Piestny krúžok je jedna zo súčiastok, ktoré sú najviac sledované, keď je reč o spotrebe oleja a strate výkonu [1].



Obr. 2: Sada piestnych krúžkov, [1]

1.1 POŽIADAVKY NA PIESTNE KRÚŽKY

Piestne krúžky v spaľovacích motoroch musia splniť všetky predpoklady dynamického lineárneho tesnenia. Pritom musia vydržať vysoké termické a chemické pôsobenia a zároveň splniť rad funkcií a vlastností [1]:

Funkcie piestnych krúžkov

- zabrániť, aby sa spaliny dostali do kľukovej skrine, aby nevznikla žiadna tlaková a výkonová strata
- tesniť, tzn. zabrániť mazivu (oleja) dostať sa z kľukovej skrine do spaľovacej komory
- vytvoriť dopredu stanovenú mazaciu vrstvu na stene valca
- rozdeliť mazivo na stenu valca
- stabilizovať pohyb piesta, hlavne pri chladnom chode motora
- odvieť teplo z piestu do valca

Požadované vlastnosti piestnych krúžkov

- nízky trecí odpor, aby sa nestratil značný výkon
- dobrá odolnosť proti opotrebeniu
- piestny krúžok nesmie spôsobiť závažné opotrebenia na valci
- dlhá životnosť, prevádzková bezpečnosť a nákladová efektívnosť počas celej doby operácie

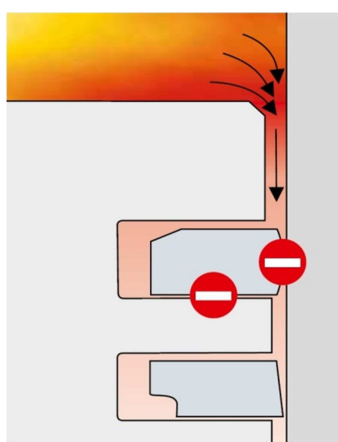


1.2 POPIS HLAVNÝCH FUNKCIÍ PIESTNYCH KRÚŽKOV

Utesnenie spalín

Hlavnou úlohou tesniacich krúžkov je zamedziť, aby spaliny prešli medzi piestom a stenou valca do kľukovej skrine. To sa dosahuje u väčšiny motorov dvoma tesniacimi krúžkami, ktoré spoločne tvoria labyrint pre plyny [1].

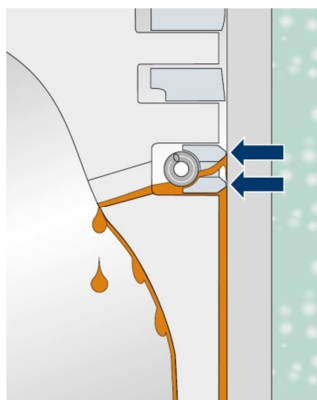
Systém piestných krúžkov v spaľovacích motoroch konštrukčne nie je stopercentne tesný, preto vždy prenikne aspoň malé množstvo plynu do kľukovej skrine. Ide o jav, ktorý je kvôli konštrukcii nevyhnutný. Nadmernému prieniku horúcich spalín sa treba každopádne vyhnúť [1].



Obr. 3: Utesnenie spalín, [1]

Stieranie a rozdelenie oleja

Olej je rovnomerne rozdelený na valci stieracím krúžkom. Prebytočné množstvo oleja je hlavne zotreté stieracím krúžkom, ale čiastočne aj druhým kompresným krúžkom. Stieraný olej tečie späť do nádrže, kde sa zároveň chladí [1].

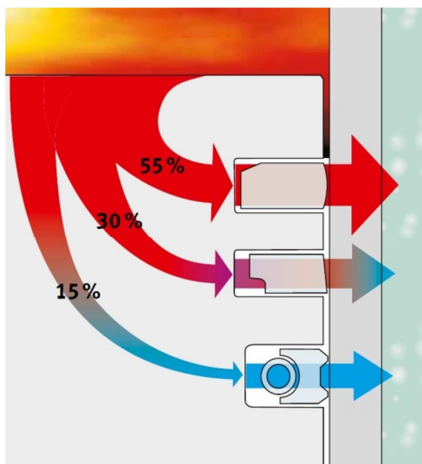


Obr. 4: Stieranie oleja, [1]



Odvedenie tepla

Riadenie teploty piestu je ďalšou dôležitou úlohou piestnych krúžkov. Najväčšiu časť tepla absorbovaného piestom počas spaľovania odvádzajú piestne krúžky do valca. Na odvedení tepla sa zúčastňujú hlavne kompresné krúžky. Prvý kompresný krúžok odvádza až 50% piestom prijatého tepla. Bez tohto plynulého odvodu tepla by po krátkej dobe došlo k zapečeniu, alebo k roztaveniu piesta [1].



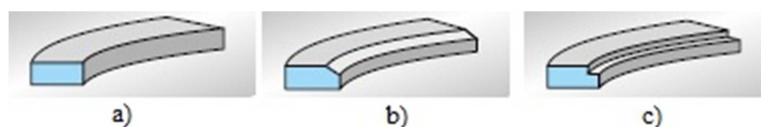
Obr. 5: Odvedenie tepla z piestu, [1]

1.3 TYPY PIESTNYCH KRÚŽKOV

1.3.1 KOMPRESNÉ KRÚŽKY

Kompresné krúžky s rovnými hranami

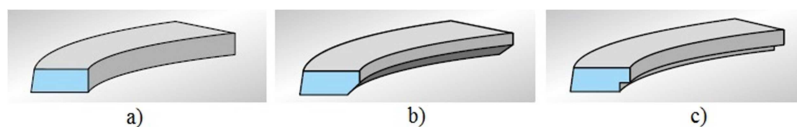
Takéto prevedenie piestnych krúžkov je najjednoduchšie a najčastejšie použité v prípade kompresných krúžkov. Prevažne sa používajú ako prvý kompresný krúžok v zážihových motoroch osobných vozidiel a občas sú použité aj vo vznetových motoroch. Vnútorne hrany a skosenia spôsobujú skrútenie krúžku v zabudovanom stave. Pracovná plocha kompresných krúžkov v dnešných moderných motoroch je súdkovo zaoblená a to z dôvodu lepšieho formovania mazacieho filmu [1].



Obr. 6: Kompresné krúžky s rovnými hranami, a) s hranolovým prierezom, b) so skosením na vnútornej hrane, c) s ústupkom na vnútornej hrane, [1]

Kompresné krúžky so stieracou funkciou (krúžky so skosenou hranou)

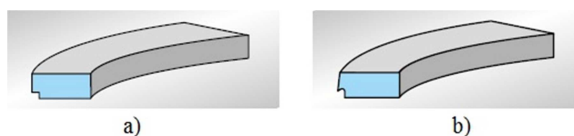
Krúžky tohto typu plnia dvojité funkcie. Podporujú kompresný krúžok pri utesnení a stierací krúžok pri vytvorení olejovej vrstvy. Krúžky so skosenou hranou sú použité v každom type motorov hlavne ako druhý kompresný krúžok [1].



Obr. 7: Kompresné krúžky so skosenými hranami a) s rovnou vnútornou hranou, b) so skosením na vnútornej hrane, c) s ústupkom na vnútornej hrane, [1]

Krúžky Napier a krúžky Napier so skosenou hranou

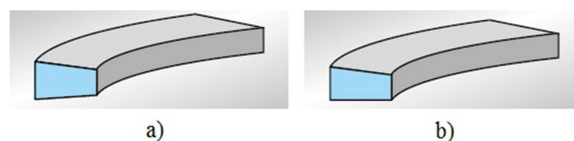
Na spodnej hrane pracovnej plochy krúžkov Napier je ústupok, ktorý pri tesnení má za úlohu stieranie oleja. V dnešnej dobe ich úlohu prevzali zdokonalené Napier krúžky so skosenou hranou, ktoré sa používajú napr. na piestoch kompresorov pneumatických brzd [1].



Obr. 8: Kompresné krúžky Napier, a) s rovnou hranou, b) so skosenou hranou, [1]

Krúžky s trapézovým prierezom

Trapézové (alebo klinové) piestne krúžky sú v dnešnej dobe považované za štandardné pre prvú drážku piestu vo vznetrových motoroch. Hlavnou výhodou takýchto krúžkov v porovnaní s rovnými krúžkami je, že sa na ich stranách a v drážke piestu neusadzujú pevné splodiny horenia. Dôsledkom usadenín by sa krúžky v drážke piestu zapekali [1].

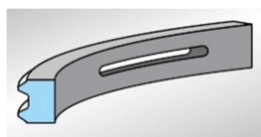


Obr. 9: Trapézové piestne krúžky, a) s prierezom rovnoramenného trapéza, b) s prierezom jednostranného trapéza, [1]

1.3.2 STIERACIE KRÚŽKY

Stieracie krúžky s drážkou bez pružiny

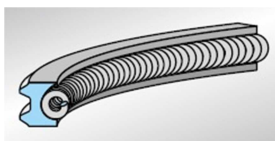
Jednodielne stieracie krúžky v moderných spaľovacích motoroch sa už nepoužívajú. Monolitné krúžky sú príliš tuhé a majú horšiu prispôsobivosť, preto majú menej dobré stieracie vlastnosti ako viacdielne stieracie krúžky [1].



Obr. 10: Jednodielny stierací krúžok, [1]

Stieracie krúžky s pružinou

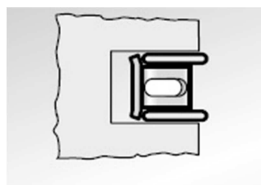
Naproti jednodielnym stieracím krúžkom sa vyznačujú nižším prierezom, tým telo krúžku je omnoho flexibilnejšie a má dobré prispôbiace vlastnosti. Pružina ležiaca za krúžkom vytvorí značne väčší prítlak v krúžku ako pri jednodielnych krúžkoch [1].



Obr. 11: Stierací krúžok s pružinou, [1]

Stieracie krúžky trojdielne

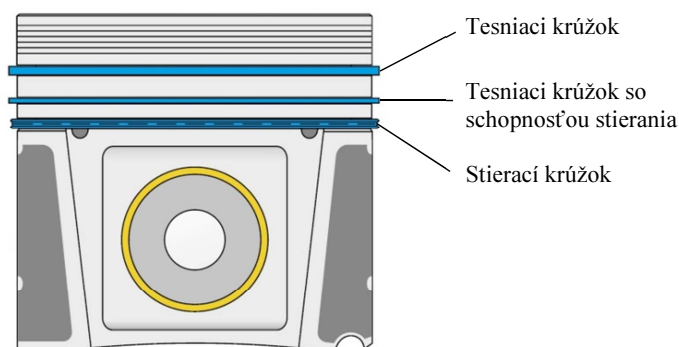
Sú tvorené dvomi tenkými oceľovými lamelami, ktoré sú pritlačené k valcu pružinou. Trojdielne stieracie krúžky sa vyznačujú dobrými prispôbiacimi vlastnosťami a prevažne sa používajú v zážihových motoroch osobných vozidiel [1].



Obr. 12: Montážne usporiadanie trojdielneho stieracieho krúžku, [1]

Typické usporiadanie piestných krúžkov

Zložité požiadavky, ktoré sú stanovené pre piestne krúžky, by nemohol splniť iba jeden krúžok. V dnešných motoroch úlohu tesnenia a stierania vykoná kombinácia viacerých piestných krúžkov rozličných prevedení. Zvyčajne ide o: kompresný krúžok, kombinovaný kompresný krúžok so schopnosťou stierania a jeden stierací krúžok. Viac ako dva kompresné krúžky by nezlepšili tesniace účinky, ale výrazne by zvýšili trecie straty [1].



Obr. 13: Typické usporiadanie piestnych krúžkov, [1]

1.4 KINEMATIKA PIESTNYCH KRÚŽKOV

Hlavný pohyb piestnych krúžkov je totožný s priamočiarym pohybom piestu. Piest cyklicky vykoná takýto pohyb počas chodu motora. Pri analýze trenia a mazania piestnych krúžkov je nutné definovať okamžitú rýchlosť piestu v závislosti na uhle natočenia kľukového hriadeľa. Rýchlosť a zrýchlenie môžeme vyjadriť ako prvú a druhú deriváciu dráhy, čiže okamžitej polohy piestu v závislosti na uhle natočenia [2].

Dráha piestu sa dá vypočítať nasledovne [3]:

$$s = r \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \quad (1)$$

kde

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2)$$

λ – ojnicný pomer

Čím väčšia je hodnota ojnicného pomeru, tým väčšia je odchýlka od harmonického pohybu. Veľký ojnicný pomer, t.j. relatívne krátka ojnica k danému zdvihu, znižuje výšku motora, ale zvyšuje šikmosť pozície ojnice počas pohybu a tým sa zvyšujú trecie sily. V dnešnej dobe hodnoty λ pre motory osobných vozidiel ležia medzi hodnotami $0,2 \div 0,35$ [3].

Pre okamžitú rýchlosť a zrýchlenie piestu platí [3]:

$$v = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (3)$$

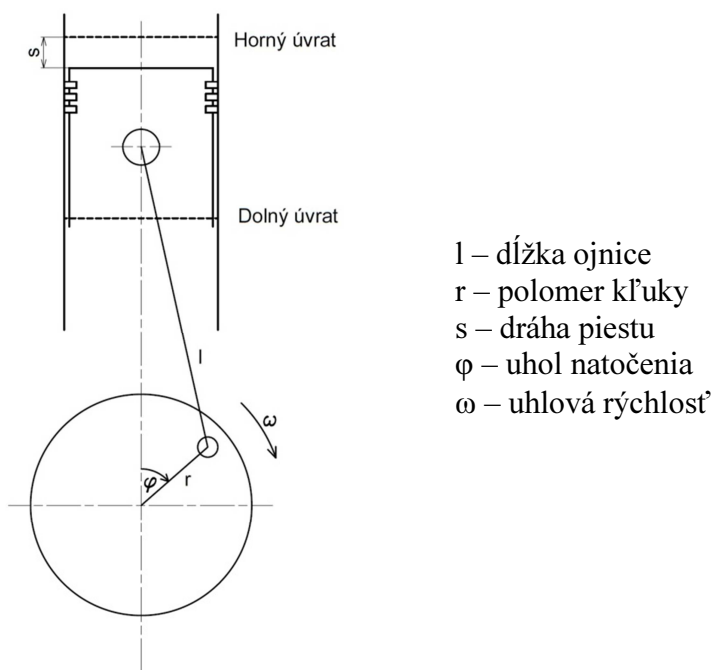
$$a = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (4)$$

V niektorých literatúrach sa nájdu pohybové rovnice piestu v inom tvare, zvyčajne s doplnkovou veličinou e prípadne x . Tie sa vzťahujú na usporiadania, pri ktorých buď piestny čap alebo os kľukového hriadeľa neleží na ose valca a charakterizujú mieru vyosenia. V prípade veľkých zdvihových objemov a vysokých zaťažení sú hmotnosti ojnic a piestov



zrejme vyššie, čo spôsobuje vyššie zotrvačné sily, značné vibrácie a nepravidelný chod motora. Vyosené usporiadania môžu priebeh pohybu kľukového mechanizmu vylepšiť [3].

Piest okrem priamočiareho pohybu vykonáva aj sekundárny pohyb, ktorým je krútiaci pohyb, a to pri preklonení piesta medzi stranami valca zaťaženej a odľahčenej. Zanedbanie tohto pohybu vo výpočtoch pohybových rovníc nespôsobuje významné chyby.



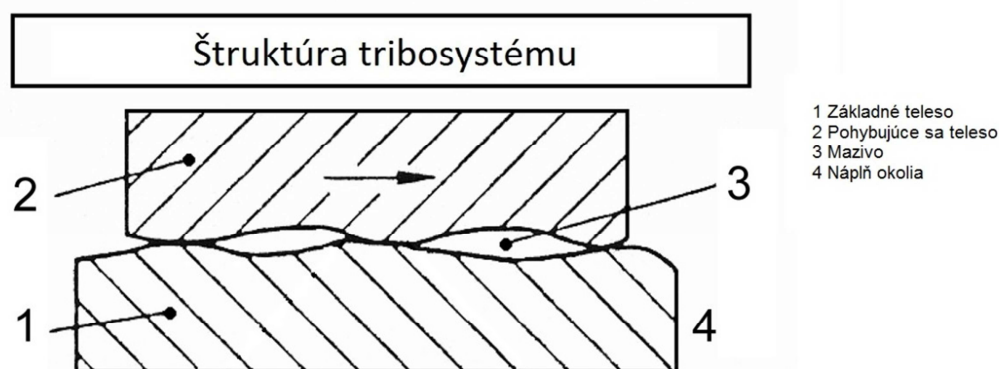
Obr. 14: Schéma kľukového mechanizmu

2 MECHANIZMUS TREANIA A MAZANIA PIESTNYCH KRÚŽKOV

2.1 TRIBOLÓGIA

Tribológia v sebe zahŕňa vedu trenia, mazania a opotrebovania. Podľa normy DIN 50320 je tribológia definovaná nasledovne: Tribológia je veda a technika navzájom pôsobiacich povrchov v relatívnom pohybe. Obsahuje vedu mazania, opotrebovania vrátane trenia a zahŕňa medzifázové interakcie medzi tuhými telesami, medzi tuhými telesami a kvapalinami, ako aj medzi kvapalinami a plynmi [4].

Na obrázku č. 15 je schematicky znázornená tribologická sústava, ktorá obsahuje základné teleso, teleso v pohybe, náplň okolia a mazivo.



Obr. 15: Schéma tribosystému, [4]

2.2 TRENIE

Trecí kontakt medzi telesami existuje aj v prírode ako aj v širokom rozsahu technických oblastí. Trenie spôsobuje stratu energie, dôsledkom toho sa znižuje účinnosť mechanických sústav. Je hlavným zdrojom oteru a degradácie povrchov, čím sa zníži životnosť a spoľahlivosť strojov. Výška trecích strát predstavuje až 1,6% HDP (hrubý domáci produkt) krajín sveta. Naproti tomu trenie je nutné, aby bolo možné zrýchliť, spomaliť alebo zastaviť pohybové sústavy.

2.2.1 HISTÓRIA POZOROVANIA TREANIA

Skúmanie trenia sa začalo približne pred 500 rokmi, a to pozorovaniami Leonarda da Vinciho (1452-1519). Z jeho poznámok vieme, že trenie je závislé od zaťaženia a nezávislé od veľkosti plochy dotyku. Zo svojich experimentov a výpočtov predpokladal, že odporová sila sa rovná zhruba štvrtine hmotnosti telesa. V roku 1699 fyzik Guillaume Amontons (1663-1705) sa vo svojej publikácii pokúšal vysvetliť trenie. Predpokladal, že trenie je spôsobené drsnosťou plôch: výstupky prvého povrchu ležia v priehlbinách druhého a trenie je sila, ktorá je potrebná, aby výstupky prekonali priehlbínu [5].

V roku 1785 Coulomb publikoval svoj výskum o statickom a kinematickom trení, kde sformuloval zákony trenia:

- Trenie je závislé na záťaži
- Trenie je nezávislé od plochy kontaktov
- Veľkosť kinetického trenia je nezávislá od rýchlosti
- Trecia sila je závislá od vlastností materiálu a povlaku dotýkajúcich sa telies
- Statické trenie je závislé na dĺžke doby kontaktu

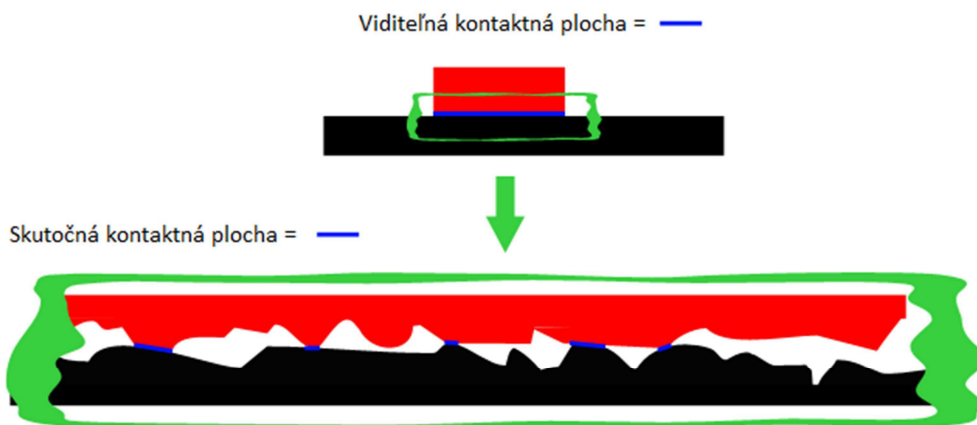
Coulomb predpokladal, že jedným z dôvodov trenia je kohézia molekúl dvoch šmykajúcich sa telies [17].

2.2.2 MECHANIZMY TRENIA

Trenie je dôležitý a veľmi zložitý fyzický fenomén. Rozlišujú sa rôzne formy trenia:

- povrchové alebo vnútorné trenie
- šmykové alebo valivé trenie
- statické alebo kinetické trenie

Plochy sú vlnité a hrboľaté na mikroskopickej úrovni, preto dve príľahlé telesá nikdy nie sú v úplnom dotyku. Horné teleso je podopreté vrcholmi nerovností spodného telesa. Vplyvom záťaže sa tieto nerovnosti deformujú, až kým zaťaženie nie je celkom podopreté. Zvyčajne vtedy dôjde k styku menej ako jednej desiatistisíciny viditeľného povrchu [18].



Obr. 16: Schéma skutočnej kontaktnej plochy, [23]

Povrchové trenie

Povrchové trenie je výsledkom interakcií pôsobiacich medzi povrchmi telies, ktoré buď zabraňujú vzájomnému posunutiu (statické trenie), alebo pri posune vytvoria odpor. V tom prípade sa hovorí o kinetickom trení, ktoré popri strate pohybovej energie často spôsobuje stratu materiálu – oter. Oter je vždy následkom trenia. Napriek tomu často nie je medzi mierou trenia a opotrebenia prísna súvislosť, preto sa nedá podľa veľkosti jedného určiť miera druhého. Z technického hľadiska má najväčší význam povrchové trenie. Okolnosti



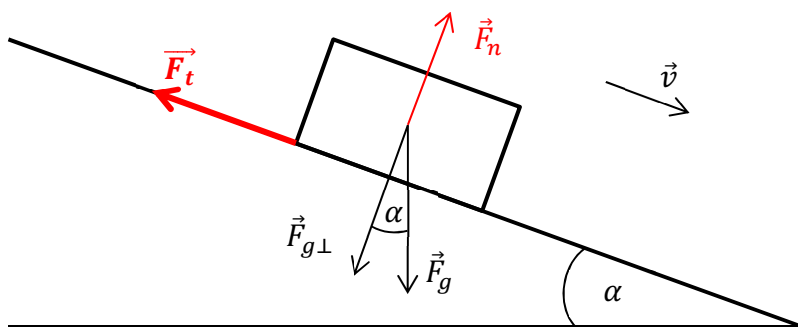
vzniku a vlastnosti vo veľkom ovplyvňuje charakter styku telies, na styčných plochách vzniknutý povlak a geometrické, fyzikálne a chemické vlastnosti povlaku [18].

Ako prvý formuloval rovnicu pre závislosť trecieho odporu Amonton na základe Coulombovho zákona trenia [18]:

$$F_t = \mu_s F_n \quad (5)$$

Kde F_t je veľkosť trecieho odporu, F_n je normálová sila (kolmo pôsobiaca) a μ_s je súčiniteľ trenia. V prípade pohybu telesa po naklonenej rovine normálová sila je rovná kolmej zložky tiažovej sily:

$$F_n = F_{g\perp} = F_g \cos \alpha \quad (6)$$



Obr. 17: Schéma na teleso pôsobiacich síl na naklonenej podložke

Vnútoré trenie

Vnútoré trenie sa vytvorí v prúdiacom prostredí, teda v kvapalinách alebo plynch, alebo v tuhých telesách pri vzniku plastických deformácií. O vnútornom trení sa dá hovoriť hlavne v dokonale mazaných sústavách, kde mazivo úplne oddelí od seba styčné povrchy a trenie sa vytvorí vo vrstve mazacieho prostriedku [18].

Statické trenie

O statickom trení sa dá hovoriť, keď dve telesá sú v dotyku a v pokoji. Posuv telies je umožnený až vtedy, keď na teleso pôsobiaca sila je väčšia, než veľkosť statickej odporovej sily a vzniknuté spoje na dotýkajúcich sa nerovnostiach zanikajú. Veľkosť statickej trecej sily závisí na kolmo pôsobiacej sile a súčiniteľovi statického trenia. Hodnota súčiniteľa statickej odporovej sily je zvyčajne väčšia ako súčiniteľ kinetického trenia a je ovplyvnená viacerými faktormi, ako napr. materiálovými charakteristikami, záťažou, teplotou, účinkami okolia, dĺžkou trvania kontaktu atď. Presná hodnota koeficienta statického trenia ako aj koeficienta kinetického trenia sa zistí experimentálne [18].



Kinetické šmykové trenie

O kinetickom trení je možné hovoriť až vtedy, keď telesá sú v relatívnom pohybe. Sily kinetického trenia vznikajú súčasne pri uviaznutí mikroskopických výstupkov styčných povrchov, elastickými deformáciami týchto nerovností a súdržnosťou telies v miestach, kde medzi ich časticami sú až také malé vzdialenosti, že dôjde k medzimolekulárnemu priťahovaniu [18].

2.2.3 VHODNOSŤ TRENIA

V niektorých prípadoch je nutné, aby sa medzi povrchmi získal čím vyšší trecí odpor, v iných prípadoch zas naopak, vyžaduje sa čím menší trecí odpor. Vzťahy medzi povrchmi sa dajú kategorizovať podľa potreby trecej sily nasledovne [5]:

- **Súčiastky prenášajúce sily** (kde je nutné, aby komponenty operovali bez posunutia rozhrania, napr. vodiace prvky, prvky nalisované na hriadeľ)
- **Súčiastky určené pre vstrebávanie energie** (spravidla súčiniteľ trenia sa pohybuje v rozsahu $0,3 \div 0,6$ a pracuje sa s vysokými normálovými silami. Použitie napr. brzdy, spojky)
- **Komponenty kontroly kvality** (pri sériovej výrobe je potrebná presná a stála hodnota trenia pre dokázanie jednotnosti)
- **Komponenty s malým trením** (vyžaduje sa maximálna účinnosť pri prevode normálovej sily, napr. prevody ozubenými kolesami, ložiská)

2.3 MAZANIE

Už v rímskom období človek používal mazivá na zníženie trenia, tepla a opotrebenia. Boli to nielen masti a oleje živočíšneho a rastlinného pôvodu, ale aj voda. Toto zistili iba na základe jednoduchého pozorovania, že keď medzi dva predmety použijú aj nejaké mazivo, tak dosiahnu lepší výsledok svojej práce. Neskôr veda presne určila význam maziva.

Väčšina ľudí si aj dodnes myslí, že mazanie slúži len na to, aby veci boli klzké. Hoci to je primárna funkcia mazania, sú aj ďalšie účely jeho aplikovania. Pri redukovani trenia mazaním sa ohraničuje opotrebovanie súčiastkou, znižuje sa operačná teplota, minimalizuje sa korózia kovových povrchov a zároveň mazanie odstraňuje nečistoty zo systému.

Vo všeobecnosti je prvoradou výhodou mazania, že jeho použitím sa výrazne znižuje trenie pri pohybe dvoch plôch. Toto sa dosiahne v dôsledku toho, že mazivo medzi dvomi plochami zabraňuje, aby sa priamo dotýkali, lebo v opačnom prípade by vznikol omnoho väčší trecí odpor. Nezanedbateľným faktom je tá skutočnosť, že používanie maziva zároveň výrazne znižuje, alebo dokonca minimalizuje opotrebovanie materiálu, čo má ekonomický efekt v mnohých oblastiach aplikácie.

2.3.1 SPÔSOB MAZANIA MOTOROV S VNÚTORNÝM SPALOVANÍM

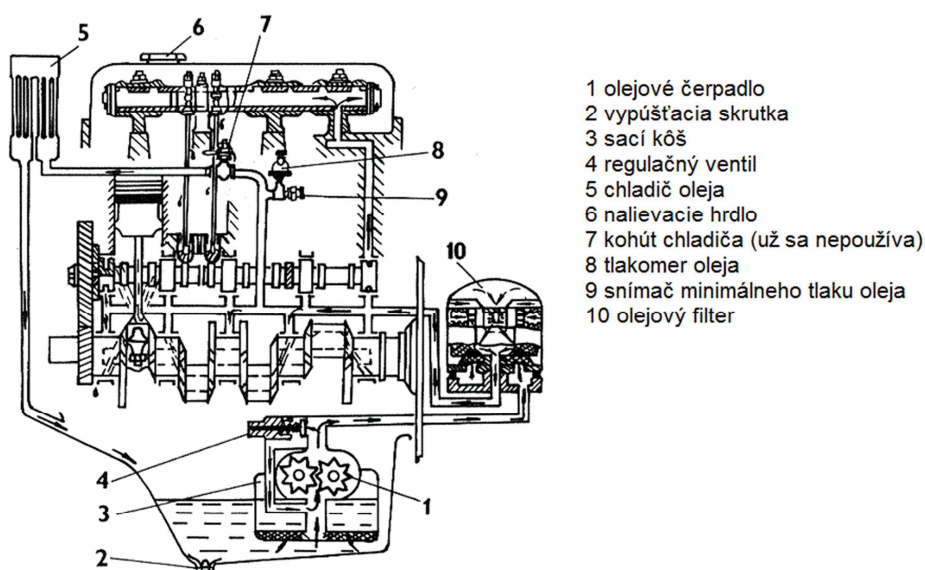
V motoroch s vnútorným spaľovaním sa používa mazanie kvapalinové. Mazacím médiom je olej, ktorý je distribuovaný tlakovým obežným systémom do potrebných miest. Mazací systém v motoroch tvoria [19]:

- olejové čerpadlo
- pretlakový ventil
- olejový filter

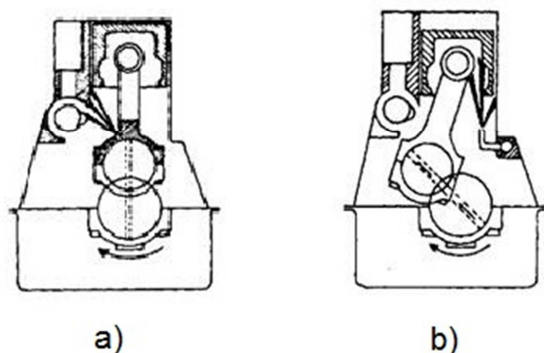


- mazacie kanály
- chladič oleja
- olejový zásobník, tzv. „olejová vaňa“
- rozprašovacie dýzy (hlavne v motoroch s vysokým výkonom)

Mazacími kanálmi je olej vedený k hlavným klzným ložiskám kľukového hriadeľa, cez kanál v ojnici k čapom piestu a na vačkový mechanizmus ventilov (v prípade ventilového rozvodu typu OHV). Mazanie piestnych krúžkov je uskutočnené rozstrekom oleja a prebytočným olejom od čapu piesta. Na ojnici na strane veľkého oka sú diery, cez ktoré sa olej striekaním dostane do valca, čo je zobrazené na obrázku 19.a). Vo výkonných motoroch sa kvôli vyšším otáčkam a väčšiemu množstvu piestom absorbovaného tepla používajú tzv. rozprašovacie dýzy, ktoré sú umiestnené na spodnej strane valca a smerujú do neho (obr. 19.b) [19].



Obr. 18: Tlakový mazací systém motorov s vnútorným spaľovaním, [19]



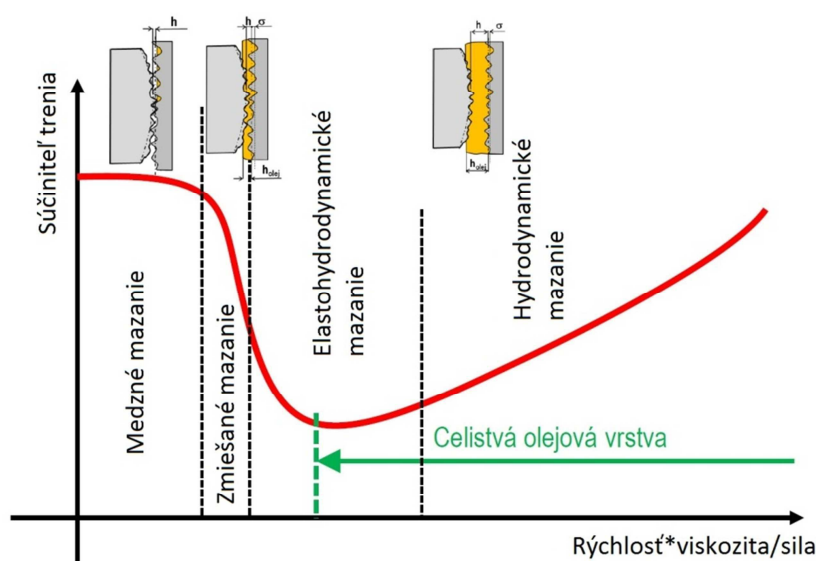
Obr. 19: Spôsoby mazania valca, [19]

2.3.2 REŽIMY MAZANIA

V závislosti na množstve maziva, prítlačnej sily a relatívnej rýchlosti plôch proti sebe v sústave, ktoré tvoria piestne krúžky a valec, môžeme hovoriť o troch režimoch mazania:

- hydrodynamické mazanie
- zmiešané mazanie
- medzné mazanie

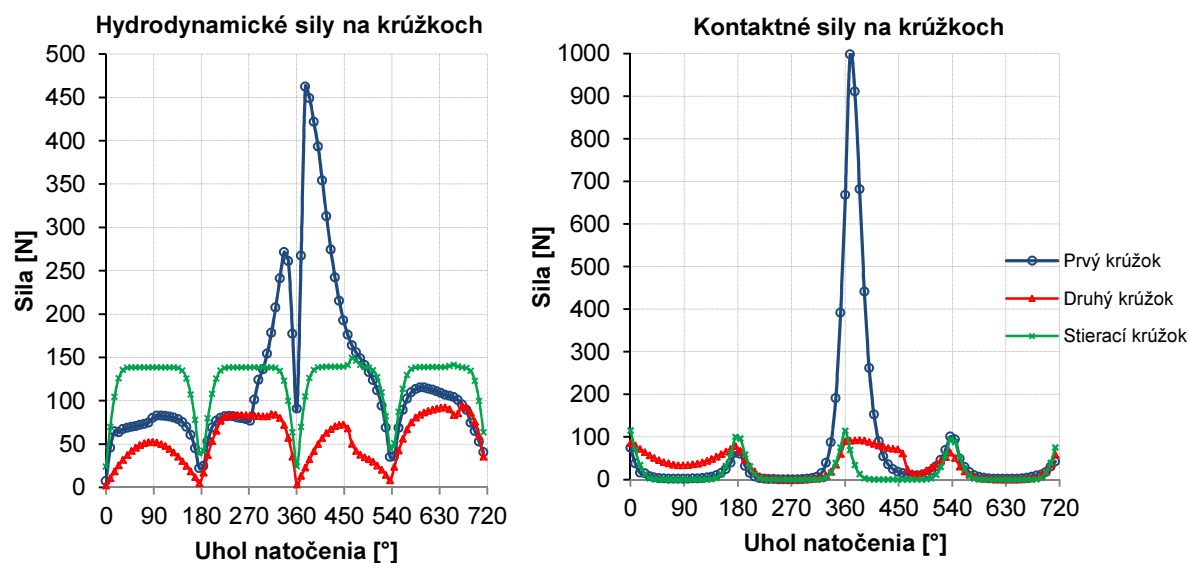
Závislosť rýchlosti a súčiniteľa trenia znázorňuje Stribeckova krivka, na ktorej sú vyznačené oblasti jednotlivých mazacích režimov.



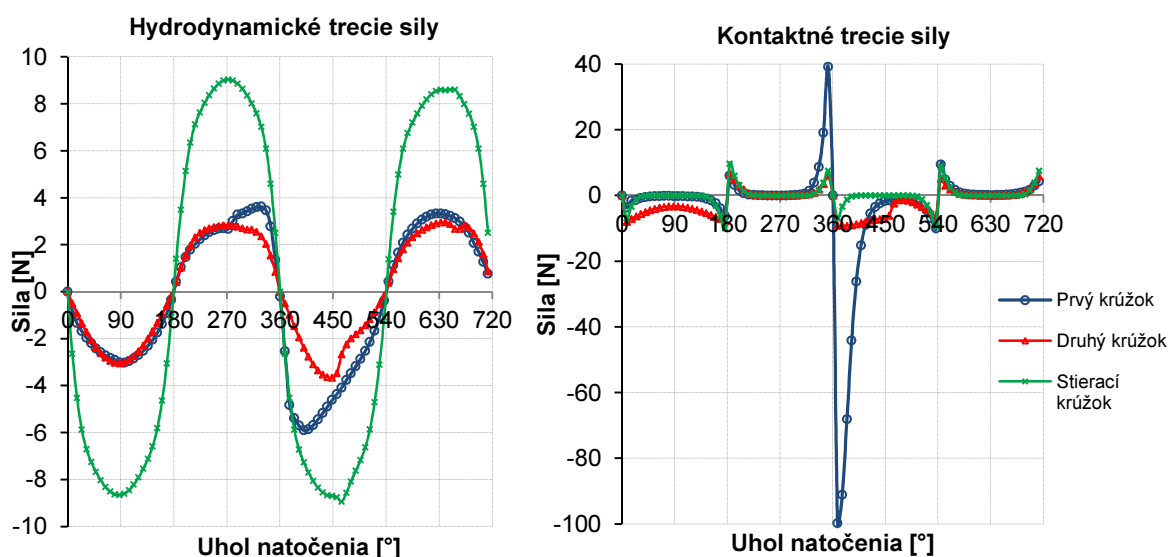
Obr. 20: Stribeckova krivka, [7]

Preskúmaním článku o výskumnej práci docenta Novotného a kolektívu [8], ktorá sa zaoberá numerickým stanovením trecích strát na piestných krúžkoch, sa dá jednoznačne stanoviť príslušné mazacie režimy na jednotlivých krúžkoch. Subjektom simulácie je trojvalecový zážihový motor. Výstupné hodnoty simulácie, mimo iné, sú sily hydrodynamické a kontaktné pôsobiace na jednotlivé piestne krúžky.

Z priebehov síl môžeme vyvodit' okamžitý mazací režim na jednotlivých krúžkoch. Na obrázku č. 21 sú grafy hydrodynamických a kontaktných síl na príslušných krúžkoch pri otáčkach 5000 min^{-1} . Na obrázku č. 22 sú naopak grafy hydrodynamických a kontaktných trecích síl pri rovnakých otáčkach.



Obr. 21: Sily pôsobiace na krúžkoch pri otáčkach 5000 min^{-1} , [8]



Obr. 22: Trecie sily medzi krúžkami a valcom pri otáčkach 5000 min^{-1} , [8]

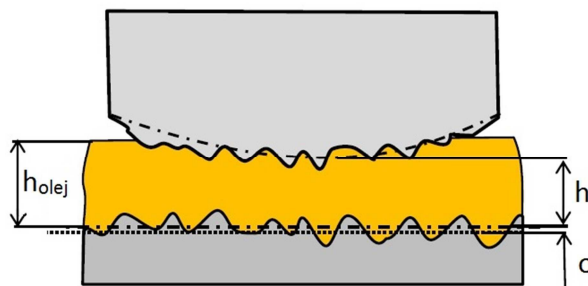
Po preštudovaní grafov a údajov môžeme stanoviť, že stierací krúžok pracuje prevažne v režime hydrodynamického mazania okrem polôh blízkych k hornému a dolnému bodu úvratu, kde z dôvodu nízkej rýchlosti zanikne hydrodynamický tlak v mazacej vrstve, následne dôjde ku kontaktu a sústava je v režime zmiešaného mazania.

Pri druhom kompresnom krúžku je priebeh mazania podobný, s tým rozdielom, že tento krúžok má k dispozícii už menšie množstvo oleja a pôsobí na neho mierne zvýšená trecia sila v porovnaní so stieracím krúžkom.

Prvý kompresný krúžok pracuje prevažne v režime zmiešaného mazania. V blízkosti bodov horného a dolného úvratu krúžok pracuje v režime medzného mazania. Najvýraznejšie sa režim medzného mazania prejavuje po momente spaľovania, kde vysoký tlak spaľeniny pritlačí krúžok ku stene valca.

3 HYDRODYNAMICKÉ MAZANIE

Pri hydrodynamickom mazaní sú pohybujúce sa povrchy od seba oddelené vrstvou kvapalného maziva. Nedochádza k priamemu dotyku povrchov. Minimalizuje sa trenie medzi vzájomne sa pohybujúcimi povrchmi a výrazne sa zníži opotrebovanie dotkových plôch.



Obr. 23: Schéma režimu hydrodynamického mazania, [7]

Koncom 19. storočia sa zistila dôležitosť hydrodynamiky pre klzné ložiská. V roku 1886 O. Reynolds vypracoval rovnice pre zaplavené klzné ložisko (dostatočný prívod maziva) bez výtoku maziva na konci ložiska. Popísal svoju myšlienku, že rotujúca hriadeľ priťahuje tekutinu do styčnej oblasti a tým sa vytvorí tlak v kvapaline, ktorá nesie záťaž. Reynolds zo zákona zachovania hybnosti a rovnice kontinuity odvodil diferenciálnu rovnicu, ktorá popisuje tlak maziva v mazacej medzere. Jeho rovnicu aplikoval L. Gümbel až v roku 1914 pre výpočty klzného ložiska [5, 6].

Vedci Patir a Cheng rozšírili Reynoldsovu rovnicu o takzvané „faktory toku“, anglicky „flow factors“, čím nadobudla nasledujúci tvar [9]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma_c \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (7)$$

kde:

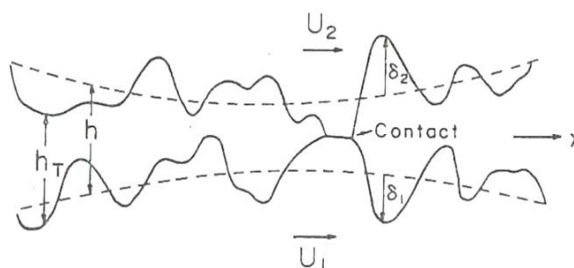
$h [m]$ –	nominálna hrúbka mazacej vrstvy
$\bar{h}_T [m]$ –	hrúbka mazacej vrstvy
$\bar{p} [Pa]$ –	stredný hydrodynamický tlak
$t [s]$ –	čas
$U_1, U_2 [m.s^{-1}]$ –	rýchlosť povrchov v smere osi x
$x [m]$ –	koordináta
$\phi_s [-]$ –	šmykový faktor toku (shear flow factor)
$\phi_x, \phi_y [-]$ –	tlakový faktor toku (pressure flow factor)
$\mu [Pa.s]$ –	dynamická viskozita oleja
$\sigma_c [m]$ –	zdrúžená stredná kvadratická drsnosť

Hrúbka olejovej vrstvy medzi piestnym krúžkom a stenou valca je omnoho menšia ako polomer piestu, preto sa dá považovať ju za nekonečné ploché klzné ložisko [5].

Neskoršie Gümbel, Salzmann a Eweis zistili, že Reynoldsova rovnica je aplikovateľná aj v prípade mazacieho filmu piestneho krúžku, čo je dodnes základom výpočtu hydrodynamického mazacieho filmu [5, 6].

Reynoldsovu rovnicu sa dá zjednodušiť na jednoduchú diferenciálnu rovnicu v tvare:

$$\frac{d}{dx} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{d\bar{p}}{dx} \right) = \frac{U}{2} \frac{d\bar{h}_T}{dx} + \sigma_c \frac{U}{2} \frac{d\phi_s}{dx} + \frac{d\bar{h}_T}{dt} \quad (8)$$



Obr. 24: Miestna hrúbka mazacej vrstvy, [10]

V Reynoldsovej rovnici miestna hrúbka mazacej vrstvy je definovaná nasledovne:

$$h_T = h + \delta_1 + \delta_2 \quad (9)$$

kde h je nominálna hrúbka mazacieho filmu, δ_1 a δ_2 sú amplitúdy náhodných nerovností plôch.

Kombinovaná drsnosť má tvar:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad (10)$$

kým združená stredná kvadratická drsnosť:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (11)$$

ktorá je použitá aj vo výpočtoch. Pomer h/σ hrá dôležitú úlohu, jednak lebo o hydrodynamickom mazaní môžeme hovoriť až vtedy, keď je pomer väčší ako 3,5, inak na ňom závisí hodnota flow factorov [9].

V rovnici vyskytujúca sa veličina ϕ_x je tzv. pressure flow factor (tlakový faktor toku). Táto veličina slúži ako korekcia pôvodnej Reynoldsovej rovnice, ktorá zohľadňuje zmenu toku maziva v závislosti na tlaku. Jeho hodnota sa zistí v závislosti na smerovej orientácii nerovností plochy. Rozlišuje sa izotropná (isotropic), priečna (transverse) a pozdĺžna (longitudinal) orientácia drsnosti plochy a ku každému typu plochy sa zistí flow factor iným spôsobom. Približná hodnota tlakového flow factoru sa vypočíta z nasledujúcich rovníc [10]:

$$\phi_x = 1 - Ce^{-rH} \quad \text{pre } \gamma \leq 1 \quad (12)$$

$$\phi_x = 1 + CH^{-r} \quad \text{pre } \gamma > 1 \quad (13)$$

Kde $H=h/\sigma$, C a r sú konštanty, ktoré sú závislé na parametre obrazca povrchu a je možné ich nájsť v tabuľkách.



Tlakový faktor toku ϕ_y pre drsnú plochu danou hodnotou γ je rovnako vyjadrená ako tlakový faktor ϕ_x , kde namiesto veličiny γ je dosadená jej inverzná hodnota [10]:

$$\phi_y(H, \gamma) = \phi_x(H, 1/\gamma) \quad (14)$$

Faktor šmykového toku, podobne ako faktor tlakového toku, je závislosťou hrúbky maziva a drsnosti povrchov, ale oproti faktoru tlakového toku, kde sa používa kombinovaná hodnota drsnosti oboch plôch, u faktoru šmykového toku sa používajú hodnoty δ_1 a δ_2 zvlášť. Na základe numerických experimentov sa zistila závislosť nasledovne [9]:

$$\phi_s = V_{r1} \Phi_s \left(\frac{h}{\sigma}, \gamma_1 \right) - V_{r2} \Phi_s \left(\frac{h}{\sigma}, \gamma_2 \right) \quad (15)$$

kde

$$V_{r1} = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_c} \right)^2; \quad V_{r2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_c} \right)^2 = 1 - V_{r1} \quad (16)$$

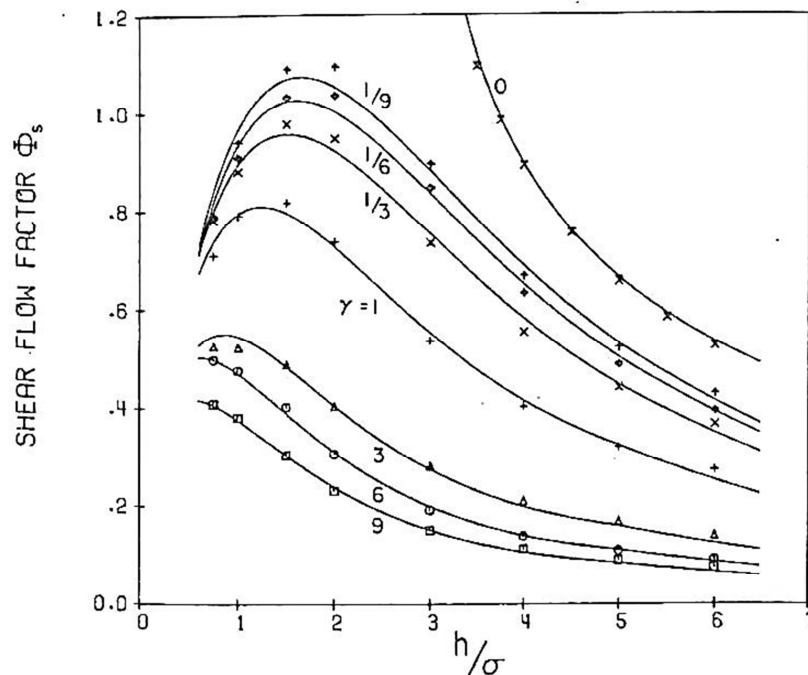
Značka Φ_s má rovnaké pomenovanie ako ϕ_s , ale iný význam: na rozdiel od ϕ_s , ktoré charakterizuje šmykový flow faktor dvoch povrchov, Φ_s popisuje iba jednu plochu. Je z rovnici (15) zrejmé, že hodnota Φ_s ovplyvňuje vývoj hodnoty ϕ_s [9].

Pre výpočet veličiny Φ_s slúžia rovnice [9]:

$$\Phi_s = A_1 H^{\alpha_1} e^{-\alpha_2 H + \alpha_3 H^2} \quad \text{pre } H \leq 5 \quad (17)$$

$$\Phi_s = A_2 e^{-0,25H} \quad \text{pre } H > 5 \quad (18)$$

Kde koeficienty A_1 , A_2 , α_1 , α_2 , α_3 sú zahrnuté v tabuľkách v závislosti na parametre obrazca povrchu. Hodnoty Φ_s v závislosti na pomere h/σ sú znázornené na obrázku č. 25 [9].



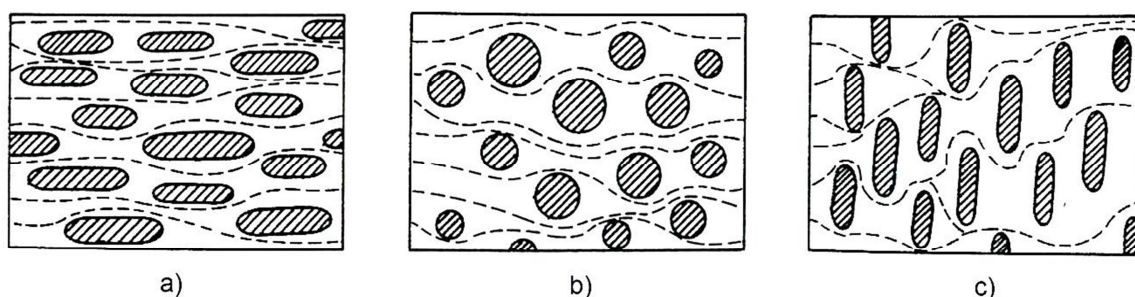
Obr. 25: Faktor šmykového toku, [9]

Smerové vlastnosti povrchových nerovností sú popísané parametrom obrazca povrchu γ nasledovne [9]:

$$\gamma = \frac{\lambda_{0.5x}}{\lambda_{0.5y}} \quad (19)$$

kde $\lambda_{0.5x}$, $\lambda_{0.5y}$ sú polovičné korelačné dĺžky v smeroch x a y . Tieto hodnoty dostávame z vyriešenia autokorelačnej funkcie daného povrchu, ktorého detailnejší popis nie je náplňou tejto práce.

Čisté priečne rozloženie povrchových nerovností je charakterizované hodnotou $\gamma=0$, čisté izotropické hodnotou $\gamma=1$ a čisté pozdĺžne hodnotou $\gamma=\infty$ [9].



Obr. 26: Kontaktné plochy a) pre pozdĺžne, b) pre izotropické, c) pre priečne rozloženie povrchových nerovností, [10]

Pri Reynoldsovej rovnici treba vysvetliť veličinu dynamickej (alebo absolútnej) viskozity. Absolútna viskozita, alebo koeficient absolútnej viskozity, je miera vnútorného odporu tekutiny. Treba si uvedomiť, že viskozita nie je presná charakteristika maziva. Hodnota viskozity závisí od teploty a tlaku, čo podrobnejšie analyzoval Skripov a Faizullin. Na základe výsledkov svojich experimentov zistili, že viskozita sa znižuje pri zvyšujúcej sa teplote (pre izobarický proces) a zvyšuje sa pri zvyšujúcom sa tlaku (izotermický proces). Závislosť viskozity kvapaliny na tlaku sa vyjadruje exponenciálnym vzťahom [11]:

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p} \quad (20)$$

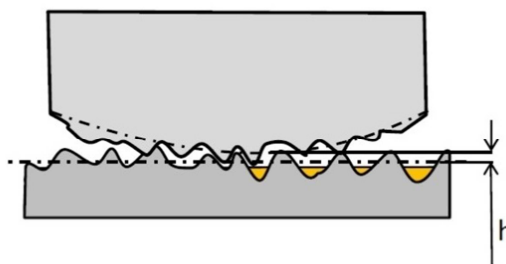
kde α je viskozitne tlakový súčiniteľ.

Presná hodnota dynamickej viskozity mazív sa určuje experimentálne viskozimetrom.

Vyššie uvedené výpočty sú potrebné k zisteniu hydrodynamickej odporovej sily v mazacej vrstve medzi piestnymi krúžkami a stenou valca, čo je diskutované nižšie.

4 MEDZNÉ MAZANIE

Režim medzného mazania sa vyznačuje nedostatkom maziva, čo spôsobuje bezprostredný kontakt povrchových nerovností. Zaťaženie nie je prenášané hydrodynamickým tlakom v mazacej vrstve, ale prostredníctvom tenkého medzného filmu, ktorého štruktúra a vlastnosti sú odlišné od štruktúry a vlastností maziva a povrchov. Tento film vzniká fyzikálnou absorpciou alebo chemickými reakciami maziva s trecími povrchmi [21].

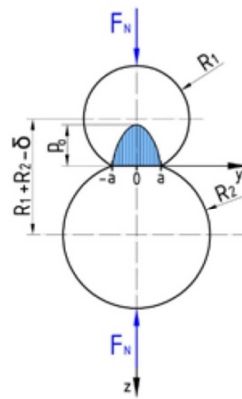


Obr. 27: Schéma režimu medzného mazania, [7]

V dôsledku malého množstva maziva fyzikálne vlastnosti mazacieho média (napr. tepelná a tlaková závislosť viskozity) neovplyvňujú tribologickú charakteristiku sústavy. Z tohto dôvodu nie je možná aplikácia Reynoldsovej rovnice. V mieste kontaktu nerovností plôch vznikne tlak, ktorý sa rozptyľuje na pomerne malej ploche a spôsobuje deformáciu výstupkov povrchov. Riešením veľkosti tlaku v mieste kontaktu dvoch dotýkajúcich sa telies sa zaoberá práca Greenwooda a Trippa [12]. Pred vysvetlením ich teórie najprv treba uviesť model kontaktu nerovností.

Prvý matematický popis problematiky kontaktu telies je spojený s menom H. Hertza, ktorý v roku 1881 zhrnul problematiku suchého kontaktu dvoch telies. Hertzova teória popisuje kontakt medzi dvoma elastickými telesami sférického tvaru (s polomeri R_1 a R_2) s dokonale hladkými povrchmi. Hertz predpokladal, že keď sú takéto telesá pritlačené normálovou silou, dôjde k vytvoreniu kontaktnej oblasti, ktorej veľkosť je nelineárne závislá od zaťaženia. Rozloženie tlaku v oblasti dotyku má parabolický tvar a nadobúda maximálnu hodnotu na spojnici stredov kontaktných telies. Hodnota maximálneho tlaku závisí na veľkosti normálovej sily, na moduloch pružností materiálov telies a na polomeroch telies [13].

Teória Greenwooda a Trippa vychádza z predpokladu, že výstupky nerovností plôch sú tvarovo rovnaké, líši sa iba ich výška. Množstvo výstupkov s rovnakou výškou sa určuje štatisticky. Dvojica výstupkov počas pohybu nebude zarovnaná, kontakt bude medzi ich bokmi. Pri zistení tlaku v mieste dotyku je aplikovaná Hertzova teória kontaktu. Treba si uvedomiť, že pri takom kontakte normálová sila nie je kolmá, preto pôsobí aj tangenciálna zložka sily. Pretože sklon na skutočných povrchoch je malý, chyby vo výpočtoch budú taktiež malé, takže vplyv tangenciálnej sily je možné zanedbať [12].



Obr. 28: Schéma kontaktu telies podľa teórie Hertza a rozloženie tlaku, [20]

Nominálny tlak v mieste dotyku medzi drsným a hladkým povrchom je daný [12]:

$$p_c = \frac{4}{3}(\eta\beta_e\sigma)E' \sqrt{\left(\frac{\sigma}{\beta_e}\right) F_{3/2}(\lambda)} = K F_{3/2}(\lambda) \quad (21)$$

kde

$$\beta_e = \frac{\beta}{2} \quad (22)$$

$$K = \frac{2\sqrt{2}}{3}(\eta\beta\sigma)E' \sqrt{\left(\frac{\sigma}{\beta}\right)} \quad (23)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (24)$$

$$\lambda = \frac{h}{\sigma} \quad (25)$$

β – polomer krivosti výstupku

η – hustota výstupkov na oboch povrchoch

λ – Stribeckov parameter olejového filmu

σ – smerodatná odchýlka rozdelenia výšky výstupkov

ν_1, ν_2 – Poissonove čísla

E_1, E_2 – Youngov modul pružnosti materiálu valca a piestneho krúžku

E' – združený Youngov modul pružnosti

$F_{5/2}$ – štatistická funkcia zavedená pre Gaussovo rozdelenie výšok výstupkov, ktorá je závislá na λ

Nominálny tlak v mieste kontaktu dvoch drsných plôch sa vypočíta zo vzťahu [12]:

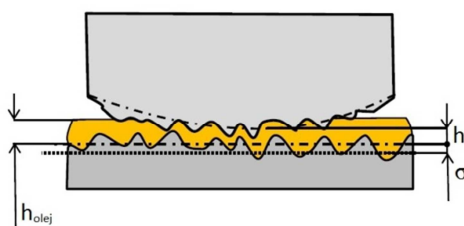
$$p_c = \frac{8\pi}{5}(\eta\beta\sigma)K F_{5/2}(\lambda) \quad (26)$$

V praxi presné hodnoty funkcie $F_{5/2}$ sa zistia experimentmi.



5 ZMIEŠANÉ MAZANIE

Režim zmiešaného mazania nastáva, keď v režime hydrodynamického mazania zaťaženie pribúda, alebo rýchlosť ubúda až natoľko, že v mazacej vrstve sa nevytvorí dostatočný tlak na znášanie záťaži. V tom prípade hodnota pomeru h/σ je v rozmedzí $1 \div 3,5$, čo znamená, že výška mazacieho filmu je rovná alebo menšia ako najmenšia vzdialenosť medzi nerovnosťami povrchov a vznikne bezprostredný kontakt výstupkov. Na rozdiel od medzného mazania, v tomto režime je dostatočné množstvo maziva. Záťaž je znesená sčasti tlakom kontaktným a sčasti hydrodynamickým [14].



Obr. 29: Schéma zmiešaného mazania, [7]



6 TRENIE V OLEJOVEJ VRSTVE

V režime hydrodynamického mazania, ako už bolo diskutované vyššie, povrchy dvoch pozorovaných telies, ktoré sú v relatívnom pohybe v prítomnosti mazacieho prostriedku, sú oddelené od seba vrstvou maziva. Výstupky plôch sa nedotknú, ale napriek tomu sa vyskytuje nejaký odpor. Tento odpor je spôsobený vnútorným trením kvapaliny – maziva. Pohybom telies sa uvádzajú do pohybu vrstvy kvapaliny, ktorej molekuly sú spojené väzbovými silami. Pri pohybe sa spomenuté väzby prerušia a vznikne tangenciálne napätie v smere pohybu. Vzťah na výpočet šmykového napätia sformuloval Isaac Newton [21]:

$$\tau(x) = -\mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (27)$$

kde

τ – šmykové napätie

μ – súčiniteľ dynamickej viskozity

$\frac{\partial u}{\partial y}$ – gradient rýchlosti v smere osi y

Smedley vo svojej dizertačnej práci [21] vyjadril rýchlosť $u(y)$ nasledujúcim spôsobom:

$$u(y) = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + \frac{Uy}{h} \quad (28)$$

Po dosadení rovnice (28) do rovnice (27) a následným derivovaním sa získa nasledujúci tvar napätia [21]:

$$\tau(x) = \frac{\mu U}{h} - \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \quad (29)$$

Výpočet odporovej sily závisí na zvlhčujúcej podmienke, ktorá popisuje na piestnom krúžku krajné body kontaktu s olejom. Vyskytujú sa nasledujúce zvlhčujúce podmienky [21]:

- plne zaplavený vstup a výstup
- plne zaplavený vstup a čiastočne zaplavený výstup
- čiastočne zaplavený vstup a plne zaplavený výstup
- čiastočne zaplavený vstup a výstup

Všeobecne sú platné čiastočne zaplavené podmienky na čelnej a zadnej hrane. Pre tento prípad trecia sila v mazacej vrstve má tvar [21]:

$$F_f = \int_{x_1}^{x_2} \tau \, dx \quad (30)$$

Kde x_1 a x_2 sú koordináty vstupného a výstupného bodu na krúžku.



Po dosadení rovnice (29) do rovnice (30) je možné vyjadriť treciu silu v mazacej vrstve v závislosti na výške a šírke mazacieho filmu [21]:

$$F_f = \int_{x_1}^{x_2} \left(\frac{\mu U}{h} - \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) dx \quad (31)$$

Poznámka: rovnica (31) vyjadruje treciu silu iba v danom bode prierezu piestneho krúžku, k obdržaniu celkovej trecej sily je nutné vynásobiť rovnicu (31) vonkajším obvodom krúžku.



7 TRENIE KONTAKTU NEROVNOSTÍ STYČNÝCH PLŮCH

Priamy kontakt medzi nerovnosťami plôch pri piestnych krúžkov nastáva v režimoch medzného a zmiešaného mazania. Trecia sila sa vypočíta nasledovne [21]:

$$F_f = \int_{x_{c1}}^{x_{c2}} a_{asp} p_c dx \quad (32)$$

kde

a_{asp} – trecí súčiniteľ podľa povrchových vlastností

p_c – kontaktný tlak medzi povrchmi

x_{c1}, x_{c2} – krajné body kontaktu telies

Výpočet kontaktného tlaku pri bezprostrednom dotyku dvoch pohybujúcich sa telies riešil Greenwood a Tripp a je uvedený v rovnici (26).



ZÁVER

Táto bakalárska práca sa venuje tribológii piestnych krúžkov spaľovacích motorov. Téma je dôležitá preto, že spaľovacie motory sú inštalované do mnohých dopravných prostriedkov – motocykle, osobné automobily, nákladné automobily, autobusy a lode. Teda ide o praktické využitie teoretických poznatkov v každodennom živote v mnohých oblastiach. Významnú úlohu vo fungovaní spaľovacích motorov zohrávajú piestne krúžky.

Práca sa venuje definícii typov a funkcií piestnych krúžkov, popisuje základné mechanizmy trenia, uvádza popis režimov mazania piestnych krúžkov, ďalej sa venuje treniu v olejovej vrstve a treniu medzi nerovnosťami plôch. Súčasťou práce sú aj vzorce pre výpočet potrebných veličín, ktoré súvisia s obsahom tejto práce. Ich využitie je nutné kvôli tomu, že experimenty zisťujúce veľkosť trecích síl na piestnych krúžkoch sú drahé a zložité, preto je vhodné sústrediť sa na matematické výpočty, aj keď ich výsledky nie sú presné na 100 percent. Pozitívom je výrazné šetrenie času a hlavne nákladov pri pomerne malom rozdieli medzi matematickými výpočtami a prípadnými výsledkami experimentov v praxi.

V tejto práci konštatujeme, že piestne krúžky majú významný dosah na stratu výkonu spaľovacích motorov a spotrebu oleja. Sledovanie týchto ukazovateľov má niekoľko dôvodov – pri strate výkonu motor využíva menšiu časť energie paliva, zároveň stúpa spotreba oleja. Okrem iného to má negatívny dopad na životné prostredie, ktoré by malo byť oveľa prísnejšie chránené v rámci Európskej únie, a to od 1. januára 2015 po prijatí normy EURO 6 v súvislosti s každým vozidlom so vznetovým motorom, ktoré sa dostane do premávky.

V teoretickej časti tejto bakalárskej práce sú uvedené funkcie piestnych krúžkov a ich požadované vlastnosti, ktoré v plnom rozsahu zohľadňujú požiadavku, aby minimalizovali stratu výkonu spaľovacích motorov a spotrebu oleja.

Základné pojmy a definície vychádzali z poznatkov tribológie, teda vedy, ktorá priamo skúma techniku navzájom pôsobiacich povrchov v relatívnom pohybe. Jej súčasťou je aj výskum mazania a trenia a následne sledovanie opotrebovania materiálov. Z toho dôvodu sa táto práca okrem iného zmieňuje o mechanizmoch trenia, ktoré konkrétne súvisia s trením piestnych krúžkov. Je to povrchové, vnútorné, statické a kinetické šmykové trenie. Zároveň práca uvádza informácie o mazaní ako takom, vrátane spôsobov mazania motorov s vnútorným spaľovaním a režimov mazania.

Vzhľadom na zadanie bakalárskej práce celá jedna kapitola je venovaná hydrodynamickému mazaniu, a to z toho dôvodu, že sa pri ňom minimalizuje trenie medzi vzájomne sa pohybujúcimi povrchmi a výrazne sa zníži opotrebovanie dotykových plôch.

Ďalšia kapitola sa sústreďuje na medzné mazanie, pre ktoré je charakteristické, že sa vyznačuje nedostatkom maziva, čo spôsobuje bezprostredný kontakt povrchových nerovností. Toto má negatívny vplyv na výkon motora a opotrebovanie súčiastok.

V prípade zmiešaného mazania, ktoré je uvedené v 5. kapitole tejto práce, bolo konštatované, že nastáva, keď pri zvýšenom zaťažení alebo znižovanej rýchlosti sa v mazacej vrstve nevytvorí dostatočný tlak na unesenie záťaže.

Dôležité je aj pozorovanie trenia v olejovej vrstve, pretože v režime hydrodynamického mazania sa vyskytuje iba táto forma trenia. Samostatná kapitola je venovaná treniu kontaktu nerovností styčných plôch, ktoré nastáva v režimoch medzného a zmiešaného mazania.



Na záver možno konštatovať, že o tribológii piestnych krúžkov spaľovacích motorov je dostatok podrobných informácií. Na tomto mieste je treba zdôrazniť, že sú uverejňované najmä v anglickom a nemeckom jazyku. Súvisí to aj so skutočnosťou, že okrem výskumu profesionálnych vedcov aj výsledky z akademickej pôdy sú uverejňované hlavne v niektorom svetovom jazyku. Akýkoľvek nový poznatok o tejto téme je výrazným prínosom, a to ekologickým i ekonomickým.



POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] MOTOR SERVICE TECHNICAL MARKET SUPPORT. *Kolbenringe für Verbrennungsmotoren*. 2. vyd. Heilbronn: MS Motor Service International GmbH, 2010, 80 s. ISBN 978-3-86522-491-0.
- [2] ANDERSSON, P., J. TAMMINEN a C. SANDSTRÖM. *Piston ring tribology: A literature survey* [online]. Espoo: Technical Research Centre of Finland, 2002, s. 32-35 [cit. 2014-05-22]. ISBN 9513861082.
- [3] BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFFER. *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 5. vyd. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010, s. 49-52. ISBN 978-3-8348-0699-4.
- [4] BARTZ, Wilfried J. *Einführung in die Tribologie und Schmierungstechnik: Tribologie-Schmierstoffe-Anwendungen*. Renningen: Expert, 2010. ISBN 978-3-8169-2830-0.
- [5] LUDEMA, Kenneth C. *Friction, Wear, Lubrication: A textbook in Tribology*. Boca Raton: CRC Press, 1996, 257 s. ISBN 08-493-2685-0.
- [6] HANNOSCHÖCK, Nikolaus. *Kolbenringschmierung und -Verschleiss*. Zürich, 1984. Dizertační práce. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich.
- [7] NOVOTNÝ, Pavel. *Základy aplikované tribologie*. Brno [cit. 2014-05-23]. Přednáška. Vysoké Učení Technické v Brně.
- [8] NOVOTNY, P., V. PISTEK, L. DRAPAL, D. SVIDA a T. DEVERA. Efficient approach for solution of the mechanical losses of the piston ring pack. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 18. 10. 2013, roč. 227, č. 10, s. 1377-1388. Dostupné z: <http://pid.sagepub.com/lookup/doi/10.1177/0954407013495187>
- [9] PATIR, Nadir a H. S. CHENG. Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. *Journal of Lubrication Technology*. 1979, roč. 101, č. 2, s. 220-229. Dostupné z: <http://Tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1464166>
- [10] PATIR, Nadir a H. S. CHENG. An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *Journal of Lubrication Technology*. 1978, roč. 100, č. 1, s. 12-17. Dostupné z: <http://Tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1463818>
- [11] LEEUWEN, H. van. The determination of the pressure-viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2009-12-1, roč. 223, č. 8, s. 1143-1163. Dostupné z: <http://pij.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/13506501JET504>



- [12] GREENWOOD, J. A. a J. H. TRIPP. The contact of two nominally flat rough surfaces. *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*. 1. 6. 1970, roč. 185, č. 1970, s. 625-634. Dostupné z: http://pme.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/PIME_PROC_1970_185_069_02
- [13] HERTZ, Heinrich. Ueber die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik (Crelle's Journal)*. 1882, roč. 1882, č. 92, s. 156-171. Dostupné z: <http://www.degruyter.com/view/j/crll.1882.issue-92/crll.1882.92.156/crll.1882.92.156.xml>
- [14] PROFITO, F. J., D. C. ZACHARIADIS a E. TOMANIK. *One dimensional mixed lubrication regime model for textured piston rings* [online]. Natal, 2011[cit. 2014-05-23]. Dostupné z: http://www.lfs.usp.br/Portal_Triboflex/Mahle/VTL/Profito_Zachariadis_Tomanik_article.pdf
- [15] SCHNEIDER, Bérénice. Abgasnorm Euro 6: Wann sie kommt, was sie bedeutet, wer sie erfüllt. *Auto, Motor und Sport* [online]. 23. 11. 2012 [cit. 2014-05-22]. Dostupné z: <http://www.auto-motor-und-sport.de/news/abgasnorm-euro-6-wann-sie-kommt-was-sie-bedeutet-wer-sie-erfuellt-6053193.html>
- [16] SCHWARZER, Christoph M. Abgasnorm: Diesel? Nur mit Euro 6, bitte!. *Die Zeit* [online]. 22. 10. 2010, s. 2 [cit. 2014-05-22]. Dostupné z: <http://www.zeit.de/auto/2010-10/diesel-euro-6>
- [17] Basics of lubrication. In: *Society of tribologists and lubrication engineers* [online]. [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://www.stle.org/resources/lubelearn/lubrication/#top>
- [18] KERESZTES, Róbert Zsolt. *Műszaki műanyag/acél csúszópárok tribológiai kutatása: polimer/acél fogfelületek súrlódása* [online]. Gödöllő, 2009 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: https://szie.hu/file/tti/archivum/Keresztes_Robert_phd.pdf. Dizertační práce. Szent István Egyetem. Vedoucí práce Dr. Kalácska Gábor. CSc.
- [19] Lubrication systems for petrol engines (automobile). In: *What-when-how* [online]. Dostupné z: <http://what-when-how.com/automobile/lubrication-systems-for-petrol-engines-automobile/>
- [20] MARIENČÍK, J., J. TURIS, P. BEŇO a M. REMPEROVÁ. Kontaktné procesy pri elasticom a plasticom kontakte v tribologickom systéme. *Acta facultatis technicae: vedecký časopis Fakulty environmentálnej a výrobnjej techniky* [online]. 2012, roč. 17, č. 3, s. 123-130 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: http://www.tuzvo.sk/files/FEVT/fakulta_fevt/akta_fevt-3-2012-mariencik-turis-beno-r.pdf
- [21] SMEDLEY, Grant. *Piston ring design for reduced friction in modern internal combustion engines* [online]. Cambridge, 2004 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: <http://dspace.mit.edu/handle/1721.1/27129>. Diplomová práce. Massachusetts Institute of Technology.



- [22] EU-Emissionsgrenzwerte. *Bundesverband Güterkraftverkehr Logistik und Entsorgung (BGL) e.V.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-23]. Dostupné z: http://www.bgl-ev.de/print/daten/emissionen_grenzwerte.htm
- [23] AUTOR NEUVEDEN. *TheShortSpan* [online]. [cit. 23.5.2014]. Dostupné z: <http://theshortspan.com/photo/friction/contactarea.png>
- [24] Notwendigkeit des Fortschritts - Verbrennungsmotor. *GreenGear* [online]. [cit. 2014-05-27]. Dostupné z: <http://www.greengear.de/notwendigkeit-verbrennungsmotor/>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a	$[\text{ms}^{-2}]$	Zrýchlenie piestu
a_{asp}	$[-]$	Trecí súčiniteľ podľa povrchových vlastností
e	$[-]$	Miera vyosenia
E	$[-]$	Operátor pravdepodobnosti
E'	$[\text{Pa}]$	Združený Youngov modul pružnosti
E_1, E_2	$[\text{Pa}]$	Youngov modul pružnosti
$F_{5/2}$	$[-]$	Štatistická funkcia zavedená pre Gaussovo rozdelenie výšok výstupkov
F_f	$[\text{N}]$	Trecia sila v mazacej vrstve
F_g	$[\text{N}]$	Tiažová sila
$F_{g\perp}$	$[\text{N}]$	Kolmá zložka tiažovej sily
F_n	$[\text{N}]$	Normálová sila
F_t	$[\text{N}]$	Trecia sila
h	$[\text{m}]$	Nominálna hrúbka mazacej vrstvy
H	$[-]$	Pomer hrúbky mazacej vrstvy a strednej aritmetickej drsnosti
\bar{h}_T	$[\text{m}]$	Hrúbka mazacej vrstvy
h_T	$[\text{m}]$	Miestna hrúbka mazacej vrstvy
l	$[\text{m}]$	Dĺžka ojnice
\bar{p}	$[\text{Pa}]$	Stredný hydrodynamický tlak
p_c	$[\text{Pa}]$	Nominálny tlak v mieste dotyku
r	$[\text{m}]$	Polomer kľuky
s	$[\text{m}]$	Dráha piestu
t	$[\text{s}]$	Čas
U_1, U_2	$[\text{ms}^{-1}]$	Rýchlosť povrchov v smere osi x
v	$[\text{ms}^{-1}]$	Rýchlosť piestu
V_{r1}, V_{r2}	$[-]$	Variačné pomery
x	$[\text{m}]$	Koordináta
x_1, x_2	$[\text{m}]$	Krajné body zvlhčenia
x_{c1}, x_{c2}	$[\text{m}]$	Krajné body kontaktu
α	$[\circ]$	Uhol naklonenia podložky
α	$[-]$	Viskozitne tlakový súčiniteľ
β	$[\text{m}]$	Polomer krivosti výstupku
γ	$[-]$	Parameter obrazca povrchu



γ_1, γ_2	[-]	Parametre povrchového vzoru
δ	[m]	Kombinovaná drsnosť
δ_1, δ_2	[m]	Amplitúdy náhodných nerovností plôch
η	[m ⁻²]	Hustota výstupkov
λ	[-]	Ojničný pomer (v rovniciach 1 až 4)
λ	[-]	Stribeckov parameter olejového filmu
$\lambda_{0,5x}, \lambda_{0,5y}$	[m]	Polovičné korelačné dĺžky v smeroch x a y
μ	[Pa.s]	Dynamická viskozita oleja
μ_s	[-]	Súčiniteľ trenia
σ	[m]	Smerodatná odchýlka rozdelenia výšky výstupkov
σ_c	[m]	Združená stredná kvadratická drsnosť
τ	[Pa]	Šmykové napätie
ν_1, ν_2	[-]	Poissonove čísla
φ	[°]	Uhol natočenia kľukového hriadeľa
Φ_s	[-]	Šmykový faktor toku
ϕ_s	[-]	Šmykový faktor toku (shear flow factor)
ϕ_x, ϕ_y	[-]	Tlakový faktor toku (pressure flow factor)
ω	[s ⁻¹]	Uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa